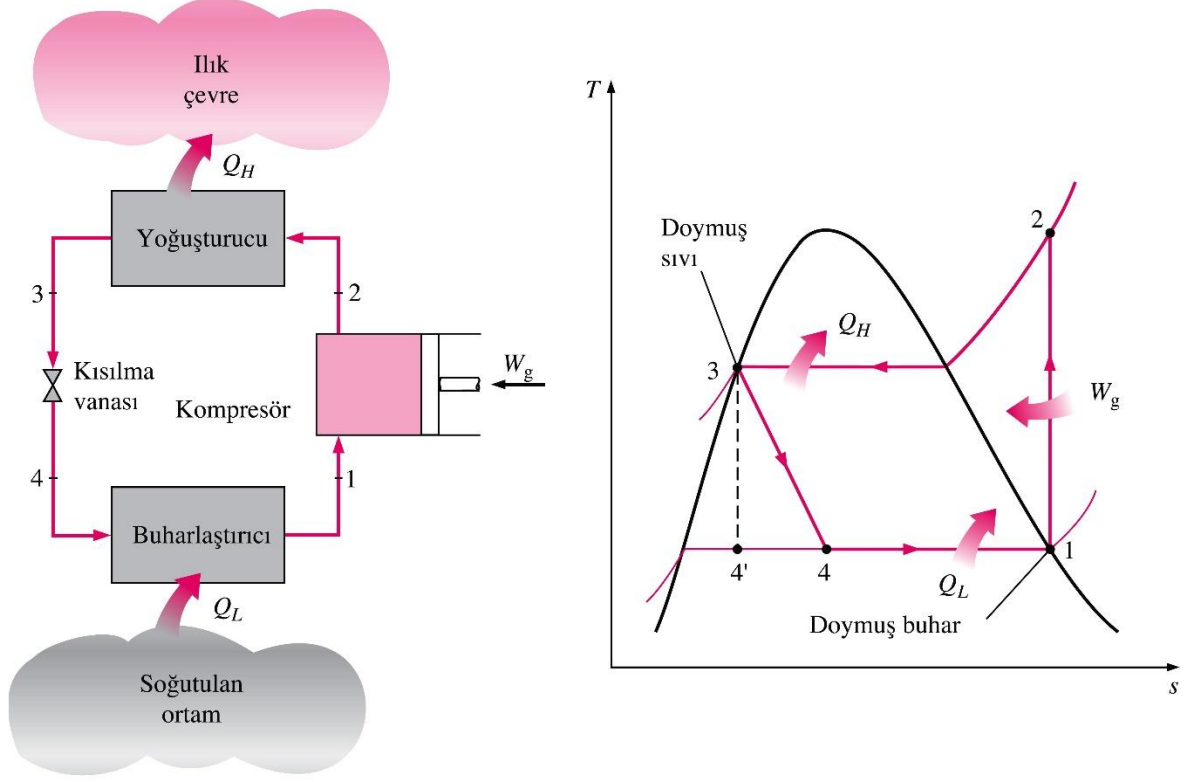


İDEAL BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

Ters Carnot çevriminin uygulanması sırasında karşılaşılan bazı güçlükler, sıkıştırmadan önce soğutkanın tümüyle buharlaştırılması ve türbin yerine genişleme vanası veya kılcal boru gibi bir kısılma elemanı kullanılması ile aşılabılır. Bu şekilde elde edilen çevrime **ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi** adı verilir bu çevrime ait T-s diyagramı şekil ile verilmiştir.



ŞEKİL

İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin tesisat şeması ve T-s diyagramı.

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi soğutma makinalarında, iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompalarında en çok kullanılan çevrimdir. Bu çevrim dört hal değişiminden oluşur:

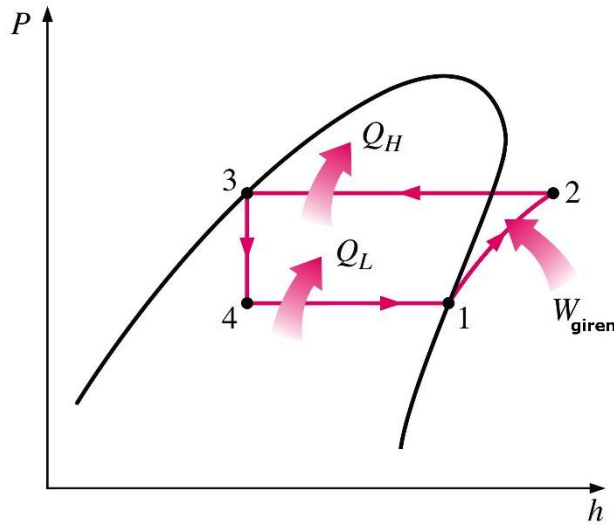
- 1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3 Yoğunlaştırıcıda çevreye sabit basınçta ısı verilmesi
- 3-4 Genleşme vanasında kısılma
- 4-1 Buharlaştırıcıda sabit basınçta ısı alınması

İdeal buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevriminde, soğutkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izantropik olarak yoğunlaştırıcı basıncına sıkıştırılır. Bu izantropik sıkıştırma sırasında, soğutkanın sıcaklığı çevre ortamı sıcaklığının oldukça üzerine çıkar. Daha sonra soğutkan 2 halinde kızgın buhar olarak yoğunlaştırıcıya girer ve çevreye ısı verilmesi ile 3 halinde doymuş sıvı olarak çıkar. Bu durumda da soğutkanın sıcaklığı hâlâ çevre ortamı sıcaklığının üzerindedir. Doymuş sıvı olarak 3 halinde bulunan soğutkan, genişleme vanası veya kılcal borudan geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kadar kısıılır. Bu işlem sırasında soğutkanın sıcaklığı soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Daha sonra soğutkan 4 halinde, düşük kuruluk derecesinde doymuş sıvı olarak buharlaştırıcıya girer ve soğutulan ortamdan ısı alarak

tümüyle buharlaşır. Soğutkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre tekrar girerek çevrimi tamamlar.

T-s diyagramı üzerinde hal değişimi eğrisinin altında kalan alan, içten tersinir hal değişimi için ısı aktarımını temsil etmektedir. Bu nedenle 4-1 hal değişimi eğrisi altında kalan alan buharlaştırıcıda soğutkan tarafından alınan ısıyı, 2-3 hal değişimi eğrisi altındaki alan da yoğunlaştırıcıda atılan ısıyı temsil eder. Pratik bir kural olarak, buharlaştırıcı sıcaklığındaki her 1°C artma veya yoğunlaştırıcı sıcaklığındaki her 1°C azalma etkinlik katsayısını %2-4 mertebesinde iyileştirir.

Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinin çözümlemesinde sık olarak kullanılan bir başka diyagram da şekil ile verilen P-h diyagramıdır. Burada dört hal değişiminden üçü birer doğru olarak görünüp, ilgili hal değişimlerine ait eğrilerin uzunlukları ile yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcıdaki ısı aktarımı orantılıdır.



ŞEKİL

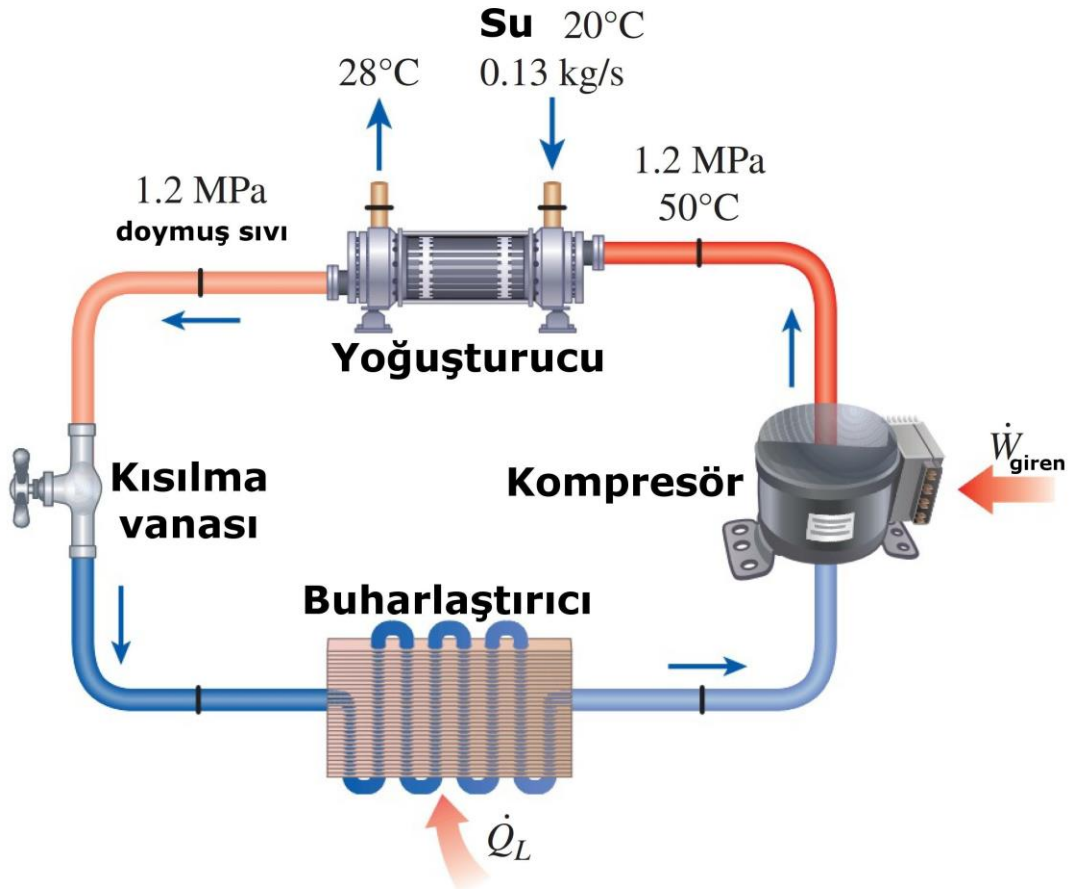
İdeal buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin P-h diyagramı.

Daha önce üzerinde durulan ideal çevrimlerden farklı olarak, ideal buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde tersinmez bir hal değişimi (kısılma) olduğundan içten tersinir bir çevrim değildir. Gerçek buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine daha fazla benzemesi için bu hal değişimi çevrimde tutulmaktadır. Eğer kısılma vanası yerine izantropik türbin kullanılmış olsa idi, soğutkan buharlaştırıcıya 4 hali yerine 4' durumunda girerdi. Böylelikle soğutma kapasitesi artacak (4'-4 hal değişimi eğrisi altında kalan alan kadar) ve net iş girişi ise azalacaktı (türbinden elde edilen iş kadar). Diğer taraftan genleşme vanasının bir türbin ile değiştirilmesi ile ortaya çıkan kazançlar, işin maliyeti ve karmaşıklığı ile kıyaslandığında uygun olmamaktadır.

Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde kullanılan dört elemanın tümü sürekli akışlı olduklarından, dört hal değişiminin tümünden oluşan çevrim de sürekli akışlı hal değişimleri olarak ele alınabilirler. İş ve ısı terimlerine göre soğutkanın kinetik ve potansiyel enerji değişimleri genelde küçük olduğu için ihmal edilebilirler. Böylelikle birim kütle için sürekli

akışlı enerji denklemi yazılabilir. Yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcıda herhangi bir iş etkileşimi olmayıp, kompresör adyabatik olarak kabul edilebilir. Bu durumda buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışan bir soğutma makinası ve ısı pompasının etkinlik katsayıları tanımlanabilir. Burada ideal durum için h_1 buharlaştırıcı basıncında doymuş buharın entalpisi, h_3 ise yoğunlaştırıcı basıncında doymuş sıvının entalpisi olmaktadır.

Örnek soru: Soğutucu akışkan olarak R-134a kullanılarak buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi tarafından bir oda -5°C sıcaklıkta tutulacaktır. Yoğuşturucuya soğutma suyu 0.13 kg/s debide ve 20°C sıcaklıkta girmekte ve 28°C sıcaklıkta ayrılmaktadır. Soğutucu akışkan ise yoğuşturucuya 1.2 MPa basınçta ve 50°C sıcaklıkta girmekte ve doymuş sıvı olarak çıkmaktadır. Eğer kompresör 1.9 kW güç tüketiyorsa; a) Btu/saat olarak soğutma yükünü ve performans katsayısını (COP değerini) bulunuz, b) soğutucunun ikinci kanun verimini ve çevrimin toplam ekserji yıkımını hesaplayınız ve c) yoğuşturucudaki ekserji yıkımını elde ediniz. ($T_0 = 20^\circ\text{C}$ ve $c_{p,su} = 4.18\text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$).



Gözüm

Kompresör çıkışı 2 noktası olsun.

$$\left. \begin{array}{l} P_2 = 1,2 \text{ MPa} \\ T_2 = 50^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} 1,2 \text{ MPa için } T_{\text{doyma}} = 46,29^\circ\text{C} \\ T_2 > T_{\text{doyma}} \rightarrow \text{Kızgın buhar bölgesi (KB)} \end{array}$$

$$\left. \begin{array}{l} h_2 = 278,28 \text{ kJ/kg} \\ s_2 = 0,9268 \text{ kJ/kgK} \end{array} \right\} \text{Tablodan.}$$

Yoğusturucu çıkışı 3 noktası olsun.

$$\left. \begin{array}{l} P_3 = P_2 = 1,2 \text{ MPa} \\ x_3 = 0 \text{ (Doymuş sıvı, DS)} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{Isı değişimcilerinde bir miktar basınç düşüşü olsa da basınç sabit alınabilir.} \\ \text{Islak buhar tablosundan;} \end{array}$$

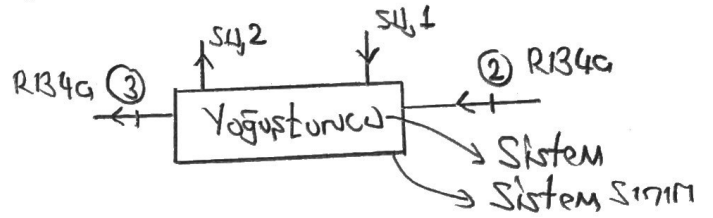
$$\begin{array}{l} h_3 = 117,79 \text{ kJ/kg} \\ s_3 = 0,4245 \text{ kJ/kgK} \end{array}$$

Soğutucu akışkanın debisi için yoğusturucu da enerji dengesi analizi yapılabilir:

$$\dot{E}_g - \dot{E}_f = \Delta \dot{E}_{\text{sistem}}$$

"0" sürekli akış

$$\begin{array}{l} \dot{E}_{\text{kütle,g,su}} \\ \dot{E}_{\text{kütle,g,R134a}} \end{array} \quad \begin{array}{l} \dot{E}_{\text{kütle,f,su}} \\ \dot{E}_{\text{kütle,f,R134a}} \end{array}$$



Yoğusturucu sınırından kütle giriş/çıkışı vardır. Yalıtımlı yoğusturucudan ısı girişi/çıkışı yoktur.

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{kütle,f,su}} - \dot{E}_{\text{kütle,g,su}}}_{\dot{Q}_H} = \underbrace{\dot{E}_{\text{kütle,g,R134a}} - \dot{E}_{\text{kütle,f,R134a}}}_{\dot{Q}_H}$$

Yoğusturucu içinde, R134a'dan suya ısı aktarılır ve aktarım $\dot{Q}_H$ 'ye eşit olur. (Isı değişimci de sıvılar birbirine temaslar).

Su ait tüm özellikler verilmiştir:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_H &= \dot{E}_{\text{kütle,f,su}} - \dot{E}_{\text{kütle,g,su}} \\ &= \dot{m}_2 (h_{\text{su},2} + k e_{\text{su},2} + p e_{\text{su},2}) - \dot{m}_1 (h_{\text{su},1} + k e_{\text{su},1} + p e_{\text{su},1}) \\ &= \dot{m}_{\text{su}} (h_{\text{su},2} - h_{\text{su},1}) \text{ (W)} \end{aligned}$$

Dikkat: $\dot{m}_{su} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2$ (Kütleli korunumu, 1 g/l's / 1 g/l's i'ln).

$\Delta p_e, \Delta k_e \rightarrow$ ihmal edilmistir.

Su, sıkıştırılmış sıvıdır ve basıncı da 5 MPa değerinden büyük olduğu için özellikler sıcaklıklara göre doymuş sıvı olarak seçilebilir.

20°C için $h_{1,50} \approx h_{1,47} = 83,9150 \text{ kJ/kg}$

28°C 1910 $h_{250} \approx h_{247} = 117,3755 \text{ kJ/kg}$

$$\dot{m}_{su} = 0,13 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q}_H = (0,13 \text{ kg/s}) (117,3755 - 83,9150) \text{ kJ/kg}$$
$$= \underline{\underline{4,349865 \text{ kW}}}$$

Su için ortalama özgül ısı yaklaşımı da kullanılabilir:

$$\dot{Q}_H = \dot{m} c_{p, \text{ort}} (T_{2, \text{su}} - T_{50,1}) \quad (\text{W})$$

$$T_{\text{ort}} = \frac{28+20}{2} = 24^{\circ}\text{C} \rightarrow c_{p,\text{ort}} = 4,18 \text{ kJ/kgK} \left. \vphantom{\frac{28+20}{2}} \right\} \text{Tablodon.}$$

$$\dot{Q}_H = (0,13 \text{ kg/s}) (4,18 \text{ kJ/kgK}) (28 - 20) \text{ K}$$
$$= \underline{\underline{4,3472 \text{ kW}}}$$

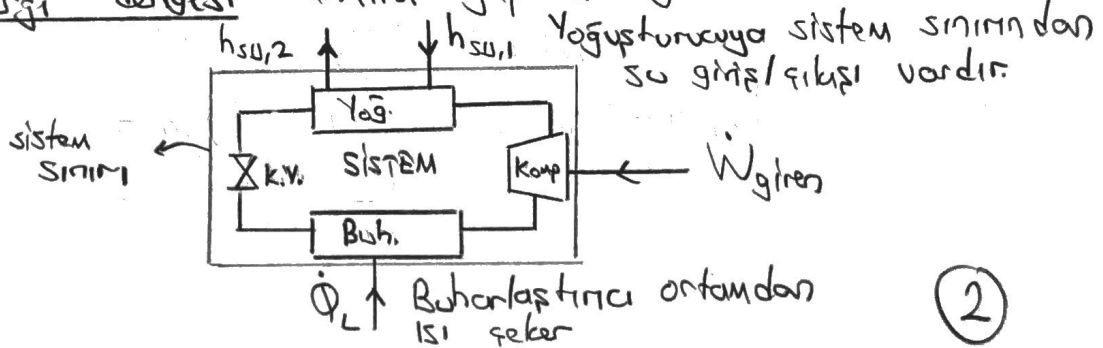
Dikkat! Entalpi farkı; sıcaklık farkı ve c_p ile ilişkilidir.

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_R (h_2 - h_3) \quad (w)$$

$$4,349865 \text{ kW} = \dot{m}_R (278,28 - 117,79) \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_R = \underline{\underline{0,0271 \text{ kg/s}}}$$

Buharlastırıcıya giren ısıyı hesaplayabilmek için aşağıdaki geriminin analizi yapmak gerekmektedir:



$$\dot{E}_g - \dot{E}_f = \Delta \dot{E}_{\text{system}}$$

"0" devrim için

$$\dot{E}_{\text{küt},g,su} + \dot{\Phi}_L + \dot{W}_{\text{giren}} = \dot{E}_{\text{küt},f,su} \quad (W)$$

$$\dot{\Phi}_L = \dot{E}_{\text{küt},f,su} - \dot{E}_{\text{küt},g,su} - \dot{W}_{\text{giren}}$$

$$\equiv \dot{\Phi}_H$$

$$\begin{aligned}\dot{\Phi}_L &= \dot{\Phi}_H - \dot{W}_{\text{giren}} \\ &= 4,349865 - 1,9 \\ &= \underline{\underline{2,449865 \text{ kW}}}\end{aligned}$$

$$1 \text{ kW} = 3412 \text{ Btu/saat} \text{ ise; } \dot{\Phi}_L = (2,449865 \text{ kW}) (3412 \text{ Btu/saat}) / (1 \text{ kW})$$

$$= \underline{\underline{8358,94 \text{ Btu/saat}}}$$

COP hesaplamı:

$$\text{Gerçek COP} = \frac{\dot{\Phi}_L}{\dot{W}_{\text{giren}}} = \frac{2,449865 \text{ kW}}{1,9 \text{ kW}} = \underline{\underline{1,2894}} \quad (\text{Soğutma etlallik katsayısı})$$

$$\text{ideal COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{(-5 + 273,15) \text{ K}}{(20 + 273,15) \text{ K} - (-5 + 273,15) \text{ K}} = \underline{\underline{10,726}}$$

Dikkat: T_H , su giriş sıcaklığıdır.

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{\dot{\Phi}_L}{\dot{W}_{\text{giren,min}}} \rightarrow 10,726 = \frac{2,449865 \text{ kW}}{\dot{W}_{\text{giren,min}}}$$

$$\dot{W}_{\text{giren,min}} = \underline{\underline{0,2284 \text{ kW}}}$$

Gerçekte 1,9 kW güç ile çalışan kompresör, ideal bir durum da 0,2284 kW güç ile çalışarak aynı soğutma etlallığını sağlayabilirdi.

İkinci yasa verimi:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{giren, min}}{\dot{W}_{giren}} = \frac{0,2284 \text{ kW}}{1,9 \text{ kW}} = \underline{\underline{0,1202}} \quad (\%12)$$

Yani, 1,9 kW'lık giren %12 kadar ile ideal durumda aynı soğutma etkisi sağlanabilirdi.

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{Carnot}} = \frac{1,2894}{10,726} = \underline{\underline{0,1202}}$$

Eksejji analizi: (Gevrim için)

$$\begin{aligned} \dot{X}_g - \dot{X}_g - \dot{X}_{y0} &= \Delta \dot{X}_{sistem} \\ &\quad \downarrow \text{"0" (Gevrim için)} \\ \dot{\Phi}_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) &\quad \dot{\Phi}_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) \\ \dot{W}_{giren} & \end{aligned}$$

$$\dot{\Phi}_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) + \dot{W}_{giren} - \dot{\Phi}_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) = \dot{X}_{y0}$$

Dikkat: $T_0 = 20^\circ\text{C} = 293,15 \text{ K} \rightarrow$ çevre sıcaklığı (ölçü hal sıcaklığı)

$T_L = -5^\circ\text{C} = 268,15 \text{ K} \rightarrow$ iç ortam sıcaklığı

$T_H = 20^\circ\text{C} = 293,15 \text{ K} \rightarrow$ su giriş sıcaklığı

$$(2,449865 \text{ kW}) \left[1 - \frac{293,15 \text{ K}}{268,15 \text{ K}}\right] + (1,9 \text{ kW}) - (4,3472 \text{ kW}) \left[1 - \frac{293,15 \text{ K}}{293,15 \text{ K}}\right] = \dot{X}_{y0}$$

$$\dot{X}_{y0} = \underline{\underline{1,6716 \text{ kW}}}$$

Dikkat: $\dot{W}_{giren, min} = 0,2284 \text{ kW}$ için aynı hesap yapılırsa $\dot{X}_{y0} = 0 \text{ W}$ olur.

$$\begin{aligned} \dot{X}_{y0} &= \dot{W}_{giren} - \dot{W}_{giren, min} \\ &= (1,9 \text{ kW}) - (0,2284 \text{ kW}) = \underline{\underline{1,6716 \text{ kW}}} \end{aligned}$$

Yoğuşturucu için ekserji analizi:

$$\dot{X}_g - \dot{X}_q - \dot{X}_{y0} = \Delta \dot{X}_{\text{sistem}} \quad (\text{W})$$

↳ "0" (sürekli akış)

$$\dot{m}_{su} [(h_{su,2} - h_0) - T_0 (s_{su,2} - s_0) + ke_{su,2} + pe_{su,2}]$$

$$\dot{m}_R [(h_3 - h_0) - T_0 (s_3 - s_0) + ke_3 + pe_3]$$

$$\dot{m}_{su} [(h_{su,1} - h_0) - T_0 (s_{su,1} - s_0) + ke_{su,1} + pe_{su,1}]$$

$$\dot{m}_R [(h_2 - h_0) - T_0 (s_2 - s_0) + ke_2 + pe_2]$$

Dikkat: pe ve $ke \rightarrow$ ihmal edilecektir. (Ölçü hal özellikleri birbirini götürür).

$$\dot{m}_R [(h_2 - h_3) - T_0 (s_2 - s_3)] + \dot{m}_{su} [(h_{su,1} - h_{su,2}) - T_0 (s_{su,1} - s_{su,2})] = \dot{X}_{y0}$$

$$20^\circ\text{C su için } s_{su,1} \cong s_{su,fb,1} = 0,2965 \text{ kJ/kgK} \quad \left. \vphantom{s_{su,1}} \right\} \text{Tablodan.}$$

$$28^\circ\text{C su için } s_{su,2} \cong s_{su,fb,2} = 0,4090 \text{ kJ/kgK}$$

$$T_0 = 20^\circ\text{C} = 293,15 \text{ K}$$

$$(0,0271 \text{ kg/s}) [(278,28 - 117,79) \text{ kJ/kg} - (293,15 \text{ K}) (0,9268 - 0,4245) \text{ kJ/kgK}]$$

$$+ (0,13 \text{ kg/s}) [(83,9150 - 117,3755) \text{ kJ/kg} - (293,15 \text{ K}) (0,2965 - 0,4090) \text{ kJ/kgK}]$$

$$= \dot{X}_{y0}$$

$$\dot{X}_{y0} = \underbrace{0,35882446}_{\text{R134a için}} - \underbrace{0,06254625}_{\text{su için}} = \underline{\underline{0,296 \text{ kW}}}$$

Su için: $\dot{m}_{su} (h_{su,2} - h_{su,1}) \cong \dot{m}_{su} c_{p,ort} (T_{su,2} - T_{su,1}) = 4,3472 \text{ kW}$ (Daha önce hesaplanmıştı)

$$\dot{m}_{su} (s_{su,1} - s_{su,2}) \cong \dot{m}_{su} c_{p,ort} \cdot \ln \frac{T_{su,2}}{T_{su,1}} = (0,13 \text{ kg/s}) (4,18 \text{ kJ/kgK}) \cdot$$

$$\ln \frac{301,15 \text{ K}}{293,15 \text{ K}} = 0,01463 \text{ kW/K}$$

(5)

$$\begin{aligned}\dot{X}_{y0} &= (0,35882446 \text{ kW}) + \dot{m}_{su} c_{p,ort} (T_{su,1} - T_{su,2}) - T_0 \left[\dot{m}_{su} c_{ort} \ln \frac{T_{su,2}}{T_{su,1}} \right] \\ &= (0,35882446 \text{ kW}) - (4,3472 \text{ kW}) - (293,15 \text{ K}) (-0,01463 \text{ kW/K}) \\ &= \underline{\underline{0,300 \text{ kW}}}\end{aligned}$$

Tablodan entalpi ve entropi değerleri okunduğunda $\dot{X}_{y0}$, 0,296 kW olarak hesaplanmıştı. Ortalama özgül ısılar yaklaşımı altında $\dot{X}_{y0}$, 0,300 kW olarak hesaplandı. Aradaki fark $4,10^{-3}$ kW kadardır. Yani iki değer de birbirine çok yakındır.

Yogurturucu için entropi dengesi:

$$\dot{S}_g - \dot{S}_f + \dot{S}_d = \Delta \dot{S}_{\text{system}} \quad (\text{W/K})$$

↳ "0" (särekli alq)

$\dot{m}_{S0} S_{S0,1}$
 $\dot{m}_R S_2$

$\dot{m}_{S0} S_{S0,2}$
 $\dot{m}_R S_3$

$$\dot{m}_{sw}(S_{sw,1} - S_{sw,2}) + \dot{m}_R(S_2 - S_3) + \dot{S}_D = 0$$

$$\begin{aligned}\dot{S}_{\dot{Q}} &= -\dot{M}_{50}(S_{50,1} - S_{50,2}) - \dot{M}_R(S_2 - S_3) \\ &= -(0,13 \text{ kg/s})(0,2965 - 0,4090) \text{ kJ/K} \\ &\quad - (0,0271 \text{ kg/s})(0,9268 - 0,4245) \text{ kJ/K} \\ &= 0,014625 - 0,01361233 \\ &= 1,01267 \cdot 10^{-3} \text{ kW/K}\end{aligned}$$

$$\dot{X}_{y0} = T_0 \cdot \dot{S}_2 = (293,15 \text{ K})(1,01267 \cdot 10^{-3} \text{ kW/K}) = \underline{\underline{0,297 \text{ kW}}}$$

$$\dot{m}_{su}(S_{su,1} - S_{su,2}) = \dot{m}_{su} c_{ort} \cdot \ln \frac{T_{su,2}}{T_{su,1}} = -0,01463 \text{ kW/K}$$

$$\dot{S}_U = -(-0,01463 \text{ kW/K}) - 0,01361233 \text{ kW/K}$$

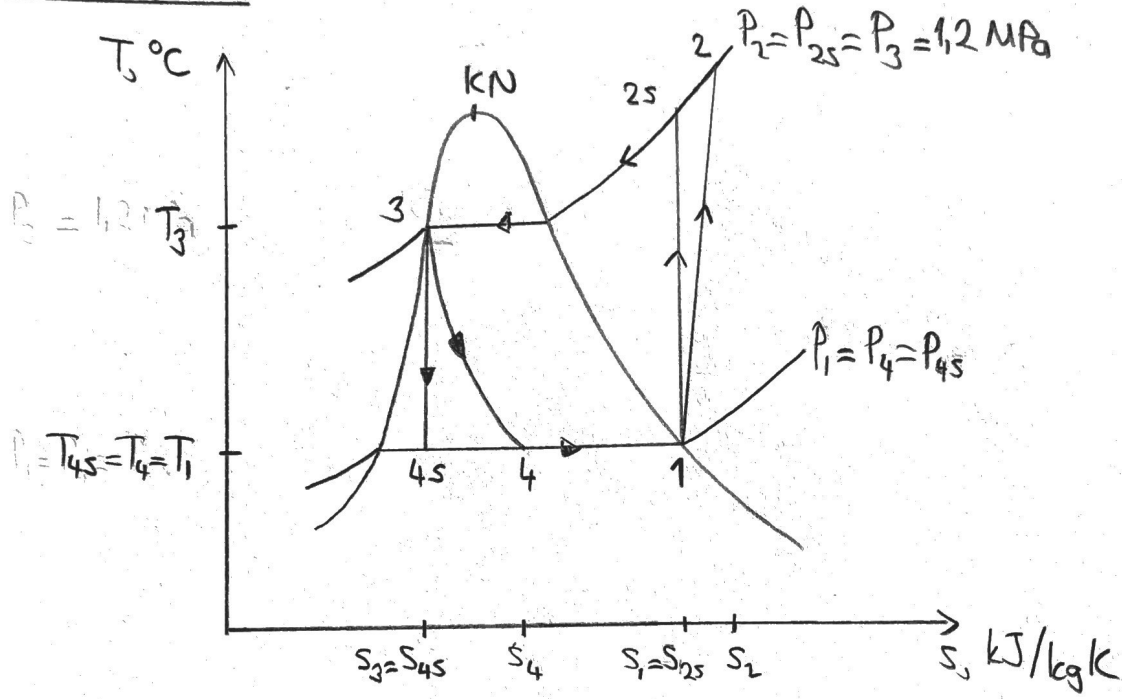
$$= 1,01734 \cdot 10^{-3} \text{ kW/K}$$

$$\dot{X}_{y_0} = (293,15 \text{ K})(1,01734 \cdot 10^{-3} \text{ kW/K})$$
$$= \underline{0,298 \text{ kW}}$$

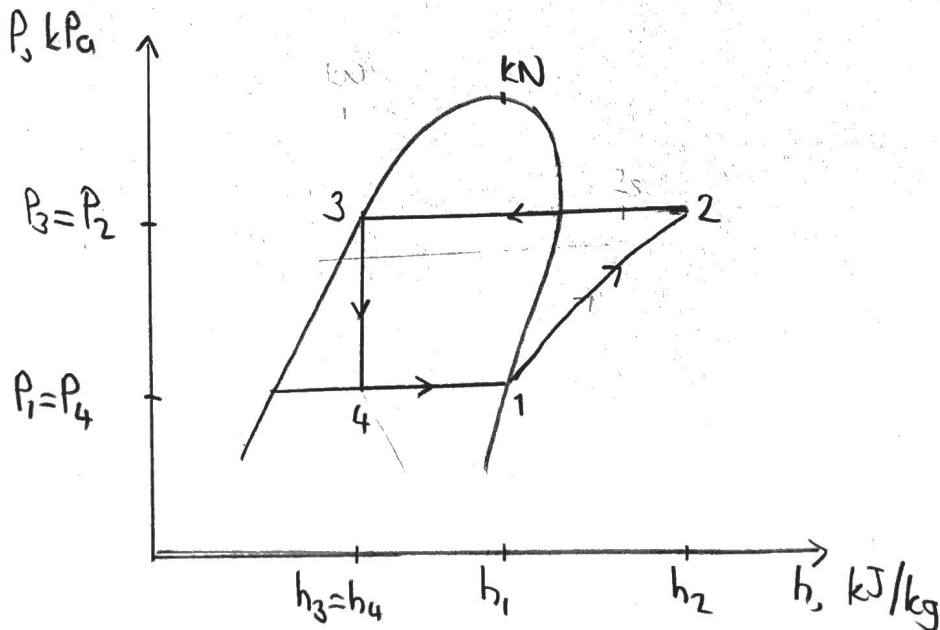
Tablodan okunan değerler ile, entropi üretimi $1,01267 \cdot 10^{-3} \text{ kW/K}$ olarak hesaplandı. Ortalama özgül ısılar yaklaşımı altında ise, $1,01734 \cdot 10^{-3} \text{ kW/K}$ olarak hesaplandı. Aradaki fark sıfırayakın değerde çıktı. Yani her iki yaklaşımda kullanılabilir.

Entropi analizinden ve ekserji analizinden yok olan ekserji veya ekserji yıkımı hesaplanabilir.

T-s diyagramı:



P-h diyagramı:



YARARLANILAN KAYNAKLAR:

“Thermodynamics: An Engineering Approach”, 9th Edition, Yunus A. Cengel, Michael A. Boles, Mehmet Kanoglu, McGraw-Hill Education, 2019.

“Termodinamiğin Temelleri”, SI Basım, Claus Borgnakke, Richard E. Sonntag, Sekizinci Baskıdan Çeviri, (Hüseyin Günerhan, çeviri editörü yardımcıları arasında yer almaktadır), Palme Yayıncılık, 2018, Ankara.

“Principles of Engineering Thermodynamics”, SI Edition, John R. Reisel, Cengage Learning, 2016.

“Termodinamik-Mühendislik Yaklaşımıyla”, Yedinci Baskıdan Çeviri, (Hüseyin Günerhan, editör yardımcıları arasında yer almaktadır), Yunus A. Cengel, Michael A. Boles, Palme Yayıncılık, 2015.

“Engineering Thermodynamics”, 8th Edition, Michael J. Moran, Howard N. Shapiro, John Wiley, 2014.

<https://www.huseyingunerhan.com/termo2/termo2.html> sayfasında verilen “Termodinamik II” dersine ait tüm ders notlarının bazı bölümleri yukarıda verilen kitaplardan ve/veya ilgili sunumlarından yararlanılarak veya ilham alınarak hazırlanmıştır.

“Termodinamik II” derslerine ait bilgi notları; Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik Anabilim Dalı Başkanı Prof. Dr. Hüseyin GÜNERHAN tarafından çeşitli kaynaklardan da yararlanılarak ve emek ve zaman harcanarak hazırlanmış özgün bir eserdir. İzin alınmadan çoğaltılması ve kullanılması telif hakları gereği yasaktır.

(Fikir ve Sanat Eserleri Kanunu, Kanun Numarası: 5846, Kabul Tarihi: 5/12/1951, Yayımlandığı Resmi Gazete: 13/12/1951 Sayı: 7981, Yayımlandığı Düstur: Tertip 3 Cilt 33 Sayfa 49).